



(12)

CERERE DE BREVET DE INVENȚIE

(21) Nr. cerere: **a 2010 00097**

(22) Data de depozit: **03.02.2010**

(41) Data publicării cererii:
30.08.2011 BOPI nr. 8/2011

(71) Solicitant:
• **INSTITUTUL NAȚIONAL DE
CERCETARE-DEZVOLTARE PENTRU
UTILAJ PETROLIER- IPCUP,**
PIAȚA 1 DECEMBRIE 1918 NR.1,
PLOIEȘTI, PH, RO

(72) Inventatori:
• **TATU GRIGORE, STR.VICTORIEI NR.4,**
SC.A, AP.19, CÂMPINA, PH, RO

(74) Mandatar:
**INVENTA - AGENȚIE UNIVERSITARĂ DE
INVENTICĂ S.R.L.,**
B-DUL CORNELIU COPOSU NR.7, BL.104,
SC.2, AP.31, SECTOR 3, BUCUREȘTI

(54) SISTEM PENTRU COMPRIMAREA GAZELOR

(57) Rezumat:

Invenția se referă la un sistem pentru comprimarea tuturor tipurilor de gaze, când acestea trebuie transportate prin conducte, depozitate, lichefiate sau procesate, în diferite instalații tehnologice, la presiuni superioare celor de disponibilitate în colectoarele de transport și distribuție, sistemul fiind utilizat în activități de laborator și industriale, pentru formarea în proces continuu de amestecuri de gaze și faze gaze-lichide, de amestecuri carburante sub presiune controlată, la utilizarea pomelor de căldură, a pomelor cu jet, a gazeificatoarelor de lichide, a reguletoarelor caracteristicilor aburului industrial. Sistemul pentru comprimarea gazelor, conform invenției, este alcătuit dintr-un compresor (1) de construcție curentă, un amplificator (2) de debit, conectate în serie la o conductă (A) de transport și distribuție, ambele asigurând aspirarea gazelor, primul sub efectul de aspirație-comprimare, cel de-al doilea sub efectul de aspirație creat de jetul de gaz refulat de compresor, printr-un ejector (2.6) convergent-divergent și o cameră de amestec cu difuzor (2.8) amplificator, care este alimentat și direct de la o conductă (A), gazele ieșind din amplificator către o conductă (B) de refulare, ce poate primi gaze de la conductă (A) prin două trasee, direct din compresor (1) și din amplificator, iar o parte din gazul provenit din conductă (A) este comprimat de

compresor (1) și furnizează un debit care este refulat în amplificator (2) și, împreună cu cel aspirat direct de amplificator, din aceeași conductă, rezultând un debit de gaz amplificat, refulat în conductă (B), comprimat în raport cu starea din prima conductă (A).

Revendicări: 3
Figuri: 4

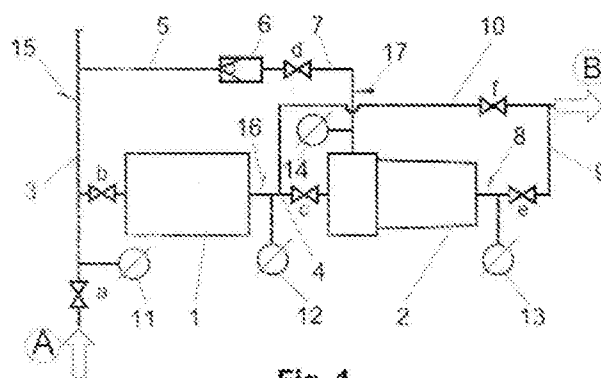


Fig. 1



SISTEM PENTRU COMPRIMAREA GAZELOR

Invenția se referă la un sistem de comprimare a tuturor tipurilor de gaze (naturale, artificiale sau derivate), când acestea trebuie transportate prin conducte, depozitate, lichefiate sau procesate, în diferite instalații tehnologice, la presiuni superioare celor de disponibilitate în colectoarele de transport și distribuție.

Sistemul pentru comprimarea gazelor, conform invenției, poate fi utilizat, de asemenea, în activități de laborator și industriale, pentru formarea în proces continuu de amestecuri de gaze și faze gaze-lichide, de amestecuri carburante sub presiune controlată, la utilizarea pompelor de căldură cu compresor, a pompelor cu jet, a gazeificatoarelor de lichide, a reguletoarelor caracteristicilor aburului industrial.

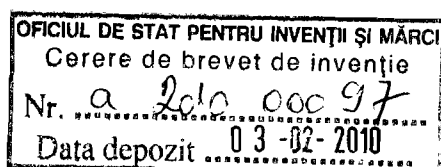
Sistemul, conform invenției, este format dintr-un compresor, de construcție și principii de funcționare cunoscute, montat în serie cu un amplificator de debit, de construcție specială, ambele racordate la un colector comun de gaze, din care compresorul aspiră gazele sub efectul procesului de aspirare-comprimare și amplificatorul aspiră gazele sub efectul de aspirare creat de jetul de gaze refulat de compresor, printr-un ejector convergent-divergent.

Se cunosc sisteme de comprimare a gazelor, care, în general, sunt constituite din compresoare ale căror principii de funcționare sunt în sine cunoscute și care prezintă dezavantajele menționate mai jos:

- compresoare cu piston – sunt construcții grele și complexe, scumpe, ocupă suprafețe tehnologice de amplasare mari, au nivel ridicat al vibrațiilor, cu impact fonic și termic mare, afectează calitatea gazelor datorită încălzirii acestora în procesul comprimării, randament exergetic relativ redus, nivel ridicat al cheltuielilor de exploatare;
- compresoare centrifugale – sunt, de asemenea, construcții relativ grele și complexe, ocupă suprafețe tehnologice de amplasare mai reduse, dar sunt relativ scumpe, au randament exergetic relativ redus, cele de debite și presiuni ridicate nu permit porniri și opriri dese;
- compresoare cu jet – sunt utilizate numai pentru debite mici, presiuni de comprimare joase, randament exergetic redus, se realizează o alterare a calității gazelor prin impurificarea lor cu lichid din jetul de lichid motor folosit;
- compresoare cu șurub (helicoidale, cu două șuruburi) – impurifică gazele comprimate cu ulei provenit de la etanșarea dintre șuruburi și dintre acestea și carcasa compresorului;
- compresoarele menționate, cu excepția celor cu jet, nu folosesc eficient puterea instalată pentru comprimare, au randament exergetic relativ redus și realizează, în general, o satisfacere necorespunzătoare a proceselor tehnologice alimentate cu gaze comprimate.

Sistemul pentru comprimarea gazelor, conform invenției, înlătură dezavantajele mai sus menționate și prezintă următoarele avantaje:

- puterea instalată pentru comprimare este utilizată continuu la nivelul nominal, sistemul prezentând caracteristicile funcționale optime-nivel minim al consumului de energie exogenă, randament exergetic maxim;
- sistemul de comprimare se adecvează la un nivel superior, în comparație cu instalațiile simple de comprimare, acestea funcționând în multe situații și mult timp la puteri inferioare celei nominale;
- grad superior de adecvare a funcționalității sistemului de comprimare cu regimul tehnologic de valorificare a gazelor comprimate asigurând condiții



de creștere a eficacității și eficienței procesului în care gazele comprimate se valorifică;

- temperatura gazelor comprimate ieșite din sistemul pentru comprimarea gazelor este la o valoare cu până la 50% mai mică, reducându-se, până la eliminare cerințele de răcire a gazelor comprimate, răcire, care frecvent, se realizează cu consum de energie exogenă și deci cu cheltuieli importante și cu impact asupra calității gazelor;
- sistemul pentru comprimarea gazelor de puteri relativ mici, comparativ cu un compresor echivalent $P_N \{Q_N; p_N\}$ își extinde domeniul de lucru de la presiunea $(1,40...1,50) p_N$ la presiunea $(0,10...0,20) p_N$ și, respectiv, de la debitul nominal Q_N la debitul $10 Q_N$.

Se prezintă, în continuare, un exemplu de realizare a invenției, în legătură cu figurile, care reprezintă:

- figura 1 – schema unui sistem pentru comprimarea gazelor;
- figura 2 – vedere și secțiune longitudinală printr-un amplificator de debit;
- figura 3 – caracteristica externă a unui sistem de comprimare a gazelor;
- figura 3a – variația debitelor gazelor furnizate de componente ale sistemului de comprimare;
- figura 3b – variația presiunilor gazelor furnizate de componente ale sistemului de comprimare;
- figura 3c – variația temperaturilor gazelor furnizate de componente ale sistemului de comprimare, pe porțiuni de trasee;
- figura 4 – caracteristica de funcționare a sistemului pentru comprimarea gazelor.

Conform invenției, sistemul pentru comprimarea gazelor este constituit, figura 1, dintr-un compresor 1, de construcție curentă, un amplificator de debit 2, ambele conectate în serie la o conductă de transport și distribuție A, respectiv la un colector de aspirație a gazelor 3, prin intermediul unui robinet a, iar legătura dintre compresor și amplificator se realizează prin intermediul unei conducte 4 și a unui robinet c.

Compresorul 1 și amplificatorul de debit 2 asigură aspirarea gazelor, primul sub efectul de aspirație-comprimare, cel de-al doilea sub efectul de aspirație creat de jetul de gaz refulat de compresor, prin ejectorul convergent-divergent.

Amplificatorul de debit este alimentat și direct de la colectorul de aspirație 3, printr-o conductă 5, o supapă de sens unic 6, un robinet d și o conductă 7.

Gazele ies din amplificator către o conductă de refulare B, prin intermediul unei conducte 8, a unui robinet e și a unei conducte 9.

La conducta de refulare B este racordată o conductă 10, care face legătura dintre avalul robinetului c și conducta de refulare, prin intermediul unui robinet f, astfel că aceasta poate primi gaze de la conducta A prin două trasee.

Supapa de sens unic 6 blochează scurgerea gazului comprimat către conducta de transport și distribuție A, care are presiune inferioară sistemului, în situația opriri din funcționare a acestuia, iar robinetele a, b, c, d, e și f fragmentează legăturile dintre conducte, pentru intervenții tehnologice sau de altă natură.

Pe traseele conductelor sunt amplasate niște manometre 11, 12, 13 și 14 pentru stabilirea valorilor presiunilor gazelor din conductele respective și niște termometre 15, 16 și 17, pentru stabilirea temperaturilor gazelor care circulă pe aceste conducte.

Amplificatorul de debit 2, figura 2, este constituit dintr-un corp tubular 2.1, având la capete câte o flanșă g, pentru racordarea la ieșirea din compresorul 1, prin

intermediul unui robinet c, respectiv h, pentru conectarea la un corp cilindric 2.2, corp terminat la capete cu câte o flanșă i, respectiv j.

Îmbinarea corpurilor 2.1 și 2.2 se realizează demontabil cu niște șuruburi 2.3 și niște piulițe 2.4 și se etanșează între ele cu o garnitură 2.5.

În interiorul corpului 2.1 se assemblează, demontabil, un ejector convergent-divergent 2.6, prin intermediul unui filet k și etanșat față de acesta printr-o garnitură 2.7 și o cameră de amestec cu difuzor 2.8, prin intermediul unui filet l și o garnitură de etanșare 2.9.

Ejectorul 2.6 și camera de amestec 2.8 au niște orificii interioare tronconice m și n, cu conicitate inversă, unite printr-un orificiu cilindric o, respectiv niște orificii tronconice p și r, cu conicitate inversă, unite printr-un orificiu cilindric s.

Corpul 2.1 conține un ștuț t, de care se fixează, demontabil, supapa de sens unic 6, manometrul 14 și termometrul 17.

Parte din gazul provenit din conducta de transport A, figura 3.a, este comprimat de compresorul 1 și furnizează debitul notat Q_1^* , din care va fi aspirat cel aferent amplificatorului 2, rezultând un debit de gaz refulat de acesta, $M Q_1^*$, adică debit amplificat $K Q_1^*$, unde $M = Q_3/Q_1^*$, respectiv $K = M + 1$, factor de amplificare K, care depinde de caracteristica constructivă a amplificatorului, $R = d_D/d_A$, unde d_D este diametrul duzei ejectorului și d_A este diametrul camerei de amestec și de regimul de stare a gazului, rezultând un debit total refulat de sistem $Q_2 = Q_1^* + Q_3$.

Presiunile în sistem, figura 3.b, sunt - presiunea gazului din conducta de transport A, notată cu p_0 , presiunea de refulare a gazului comprimat de compresorul 1, notată cu p_1 , presiunea de refulare a gazului comprimat de amplificatorul de debit 2, notată cu p_2 și presiunea de refulare a compresorului 1, notată cu p_2 și egală cu p_1 , când se exclude din sistem amplificatorul, presiune aflată în conducta de refulare B.

Temperaturile gazului pe traseele acestuia, figura 3c, sunt - T_0 , temperatura gazului până la intrarea lui în compresorul 1, T_1 temperatura gazului la ieșirea din acesta și temperatura T_2 la ieșirea gazului din sistem.

Parametrii de stare ai fluxului de gaze, figura 3.c, variază pe circuitul compresorului 1, pe intervalele notate cu I, II, III, pe circuitul amplificatorului 2, notat cu VIII și pe circuitul comun, prin amplificatorul 2, pe intervalele IV, V, VI și VII.

Compresoarele convenționale sunt caracterizate prin puterea nominală $P_N(p_N; Q_N)$, care pot asigura $P_N = [(0,1...0,8)p_N \text{ și } (1...10)Q_N]$, în schimb amplificatorul (2), cu acțiune de reglare și autoreglare a funcției $Q_2(p_2)$, la puterea nominală $P_N(Q_{1N}; p_{1N})$, în funcție de valoarea curentă, variabilă, pentru p_2 , reglează și autoreglează valoarea debitului $Q_3 = (K - 1)Q_1^*$, respectiv $Q_2 = KQ_1^*$, situație când raportul $(p_2 - p_3)/(p_1 - p_2) = 0,1...1,5$, respectiv $p_2 = (0,1...0,8)p_1$, în care $K = 10...1$, asigurând realizarea avantajelor menționate.

Unitățile de comprimare, conform invenției, se proiectează în funcție de caracteristica compresorului 1, respectiv, $P_N(p_N; Q_N)$, pentru a satisface caracteristica $P_N\{(1,2...1,5)p_N; (1...10)Q_N\}$, care presupune proiectarea unităților pentru un debit, relativ mai mic decât $0,5Q_N$, cel mult egal cu acesta, adică $Q < Q_N$ și o presiune de refulare mai mare ajungând chiar la $2p_N$, caracteristica constructivă a amplificatorului fiind $R = d_D/d_A \approx 0,600...0,100$.

Compresorul 1 introdus în sistemul de comprimare, conform invenției, realizează valori favorabile ale rapoartelor $MASA/P_N$ [kg/kW] și $COST/P_N$ [lei/kW] și asigură o caracteristică adecvată $P_N\{(0,1...1,0)p_N; (1...10)Q_N$, reducându-se astfel masa și complexitatea instalațiilor de comprimare și necesarul de energie pentru funcționarea lor, ordinea aproximativă a tipurilor de compresoare, din punct de

vedere a eficienței, fiind compresoare cu piston, compresoare centrifugale, compresoare cu șurub și helicoidale.

Așa cum se prezintă în figura 4, unde este prezentată caracteristica funcțională a sistemului de comprimare, în dublă reprezentare, funcția $p_1(Q_1)_r$ fiind caracteristica reală a compresorului 1 și $p_1(Q_1)_t$ caracteristica teoretică a aceluiași compresor și $p_2(Q_2)_{Q_1^*}$, reprezentând caracteristica reală a sistemului de comprimare, formată aproximativ între punctele $A(p_1=p_{1M}; Q_1^*)$ și $B(p_1=p_{2M}; Q_1=Q_1^{**})$ din funcția $p_1(Q_1)_y$ și respectiv, între punctele $B(p_2=p_{2M}; Q_2=Q_1^{**})$ și $C(p_2=\alpha p_1; Q_2=KQ_1^*)$ din funcția $p_2(Q_2)_{Q_1^*}$.

Compresorul 1 are o funcționare constantă la presiunea p_1 și debitul Q_1^* , situație determinată de dimensiunea constantă a ajutorului convergent-divergent din amplificatorul 2, amplificarea de debit reglându-se și autoreglându-se, în funcție de presiunea rezistentă prezentă la refularea sistemului de comprimare p_2 de la $p_2=p_1$ și până la $p_2=\alpha p_1$, unde coeficientul $\alpha = 1 \dots 0,1$ este raportul $p_2/p_1 = (N \cdot p_1 + p_3)/(N+1)p_1$, fiind determinată variația debitului Q_2 în intervalul $Q_1^* \dots KQ_1^*$, factorul K variind în intervalul $1 \dots 10$ și N în intervalul $1,5 \dots 0,1$.

Comprimarea gazelor de către compresorul 1, respectiv debitul Q_1^* la presiunea p_1 , dacă presiunea rezistentă la refularea sistemului de comprimare, conform invenției, este p_{2D} , debitul refulat de sistem este Q_{2D} și este format din debitul Q_1^* și debitul aspirat de amplificatorul de debit $Q_{3D}=M_D Q_1^*$, unde $M_D=K_D-1$.

Sistemul de comprimare a gazelor crește gradul de adecvare a procesului de refulare a gazelor comprimate corespunzător cerințelor proceselor tehnologice unde sunt utilizate, în condițiile reducerii consumului de energie exogenă, diminuării temperaturii gazelor comprimate și creșterii randamentului exergetic.

REVENDICĂRI

1. Sistem pentru comprimarea gazelor **caracterizat prin aceea că** este format (figura 1), dintr-un compresor (1), de construcție curentă, un amplificator de debit (2), ambele conectate în serie la conductă de transport și distribuție (A), respectiv, la un colector de aspirație a gazelor (3), amplificator de debit alimentat și direct de la colector printr-o conductă (5) și o supapă de sens unic (6), gaze care ies din amplificator către o conductă de refulare (B), compresor, care asigură aspirarea gazelor sub efectul de aspirație-comprimare, și amplificatorul de debit sub efectul de aspirație creat de jetul de gaz refulat de compresor.
2. Sistem pentru comprimarea gazelor conform revendicării 1, **caracterizat prin aceea că** amplificatorul de debit 2, (figura 2), este constituit dintr-un corp tubular (2.1), având la capete câte o flanșă (g), pentru racordarea la ieșirea din compresorul (1), prin intermediul unui robinet (c), respectiv (h), pentru conectarea la un corp cilindric (2.2), corp terminat la capete cu câte o flanșă (i), respectiv (j), îmbinarea corpurilor realizeazăndu-se demontabil cu niște șuruburi (2.3) și niște piulițe (2.4) și se etanșează între ele cu o garnitură (2.5), corp (2.1), în care se assemblează, demontabil un ejector convergent-divergent (2.6), prin intermediul unui filet (k) și etanșat față de acesta printr-o garnitură (2.7) și o cameră de amestec cu difuzor (2.8), prin intermediul unui filet (l) și o garnitură de etanșare (2.9), un ejector și cameră de amestec cu difuzor (2.8), care au niște orificii interioare tronconice (m) și (n), cu conicitate inversă, unite printr-un orificiu cilindric (o), respectiv niște orificii tronconice (p) și (r), cu conicitate inversă, unite printr-un orificiu cilindric (s), corp (2.1), care conține un ștuț (t), de care se fixează, demontabil, supapa de sens unic (6), un manometru (14) și un termometru (17).
3. Sistem pentru comprimarea gazelor conform revendicării 1, **caracterizat prin aceea că** gazele provenite din conducta de transport și distribuție A sunt refulate sub presiune în starea $P_N(Q_1^*; p_N)$ în amplificatorul de debit 2, care adecvează procesul comprimării la cerințele conductei de refulare B, aspirând debitul MQ_1^* și refulându-l în starea $P\{Q_2 = KQ_1^{**}; p_2 = \alpha p_1\}$, unde $K = 1 \dots 10$ și $\alpha = 0,8 \dots 0,1$, asigurând un înalt grad de adecvare, compresorul 1 lucrând permanent la puterea nominală instalată $P_N(Q_N; p_N)$, cu randament energetic ridicat, cheltuieli de instalare și exploatare reduse, cu impact de mediu și nivel al încălzirii gazelor comprimate reduse, amplificator de debit 2, care la o dimensionare corespunzătoare a ejectorului convergent-divergent 2.6 și a camerei de amestec cu difuzor 2.8, la puterea nominală $P_N(Q_{1N}; p_N)$, în funcție de valoarea curentă, variabilă, pentru p_2 , se reglează și autoreglează valoarea debitului $Q_3 = (K - 1)Q_1^*$, respectiv $Q_2 = KQ_1^*$, unde K este factorul de amplificare a debitului de refulat, adecvat în concordanță cu valoarea curentă a raportului $(p_2 - p_3)/(p_1 - p_2) = 0,1 \dots 1,5$, respectiv $p_2 = (0,1 \dots 0,8)p_1$, are valoarea $K = 10 \dots 1$ pentru caracteristica constructivă a amplificatorului $R = d_D/d_A \approx 0,600 \dots 0,100$, asigurând adecvarea procesului de comprimare la cerințele celui tehnologic, eficientizând procesul de comprimare, prin reducerea consumului de energie exogenă, diminuarea temperaturii gazelor comprimate și creșterea randamentului energetic.

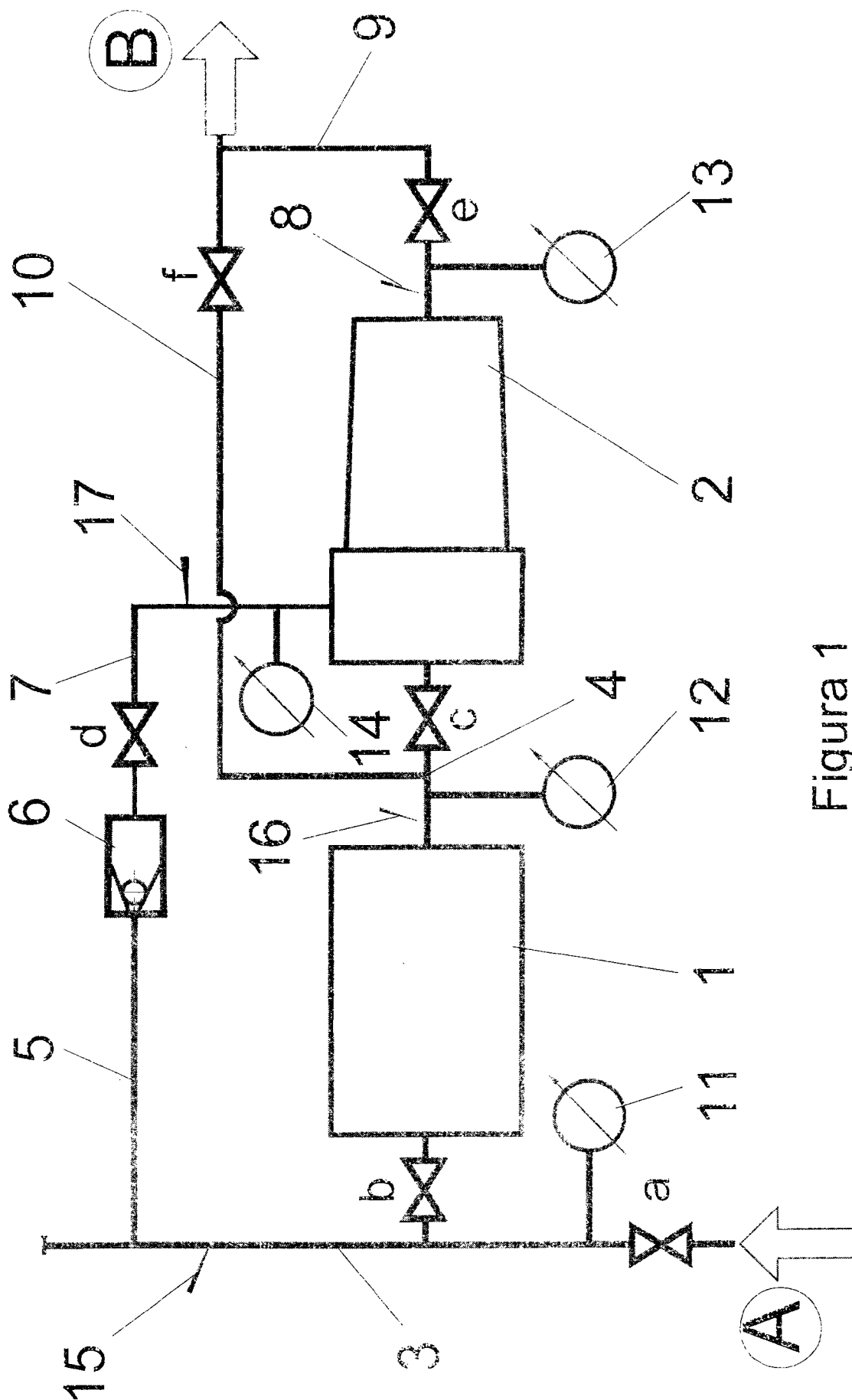


Figura 1

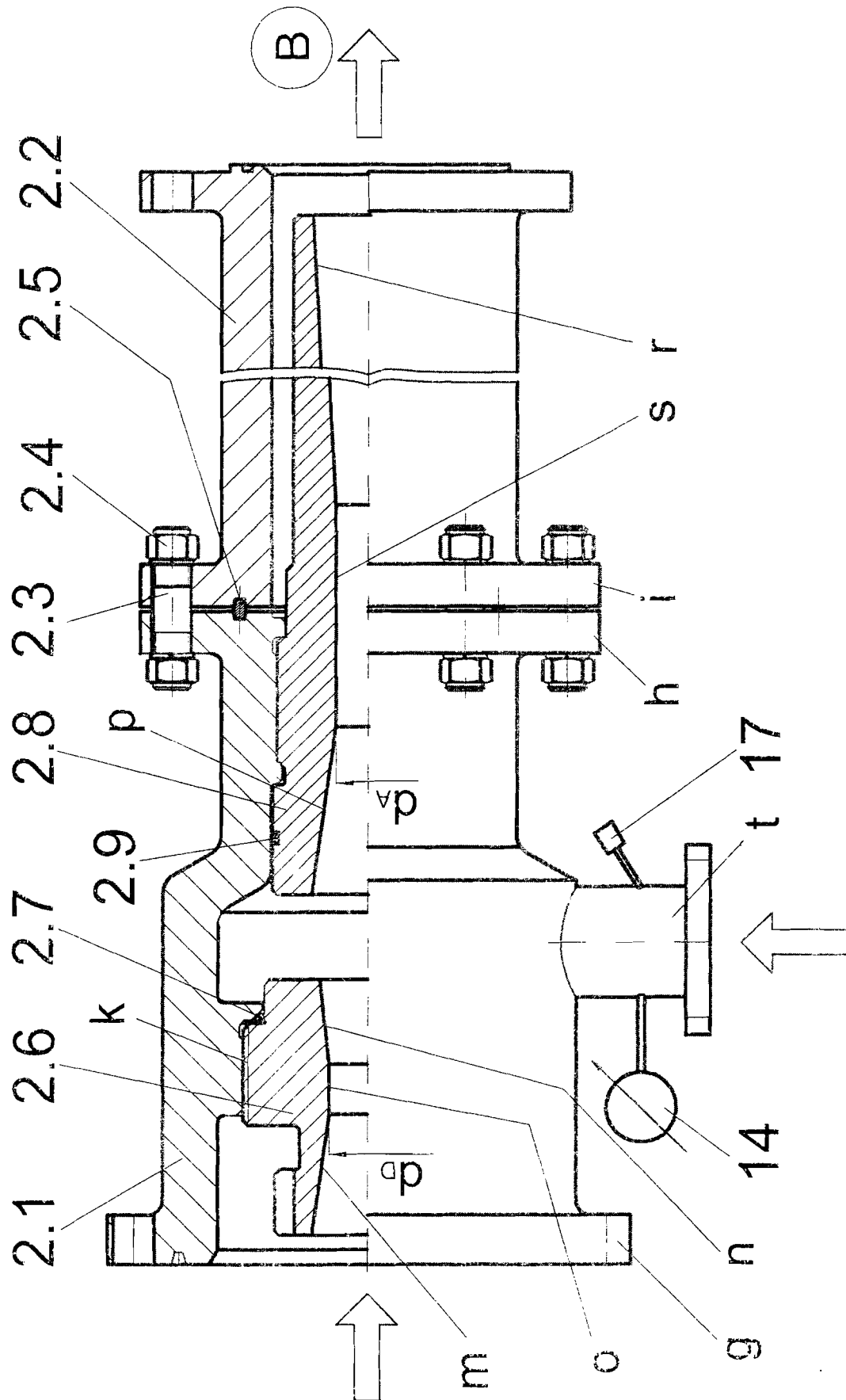


Figura 2

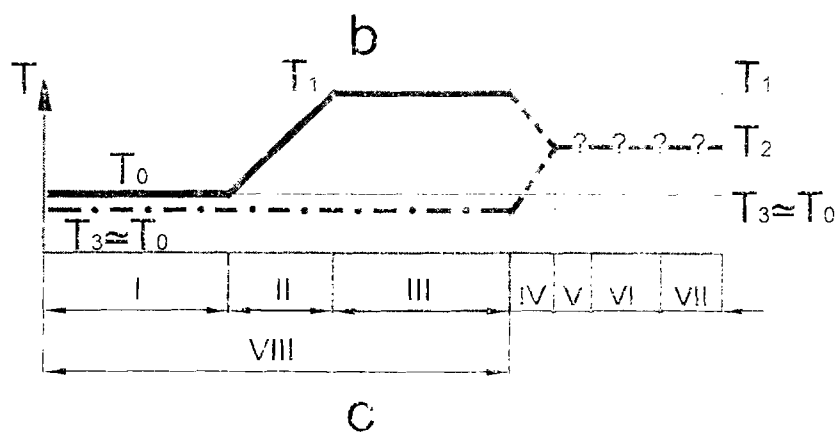
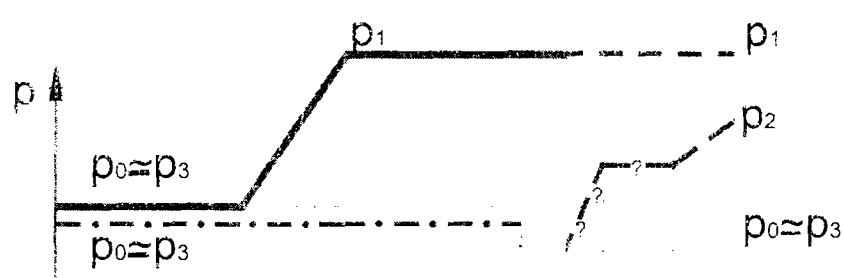
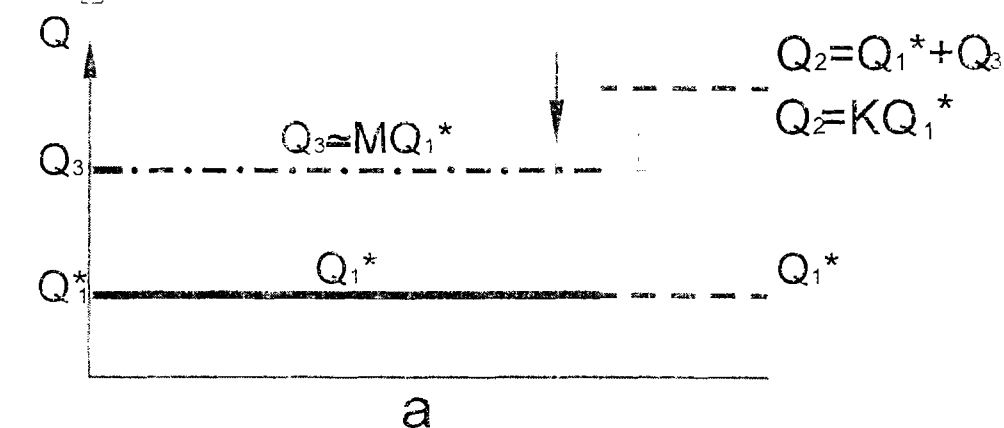
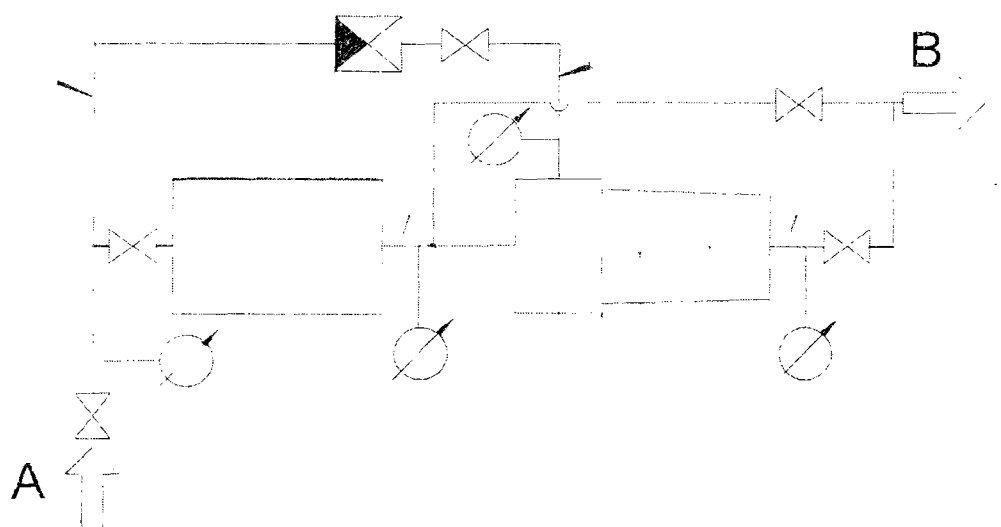


Figura 3

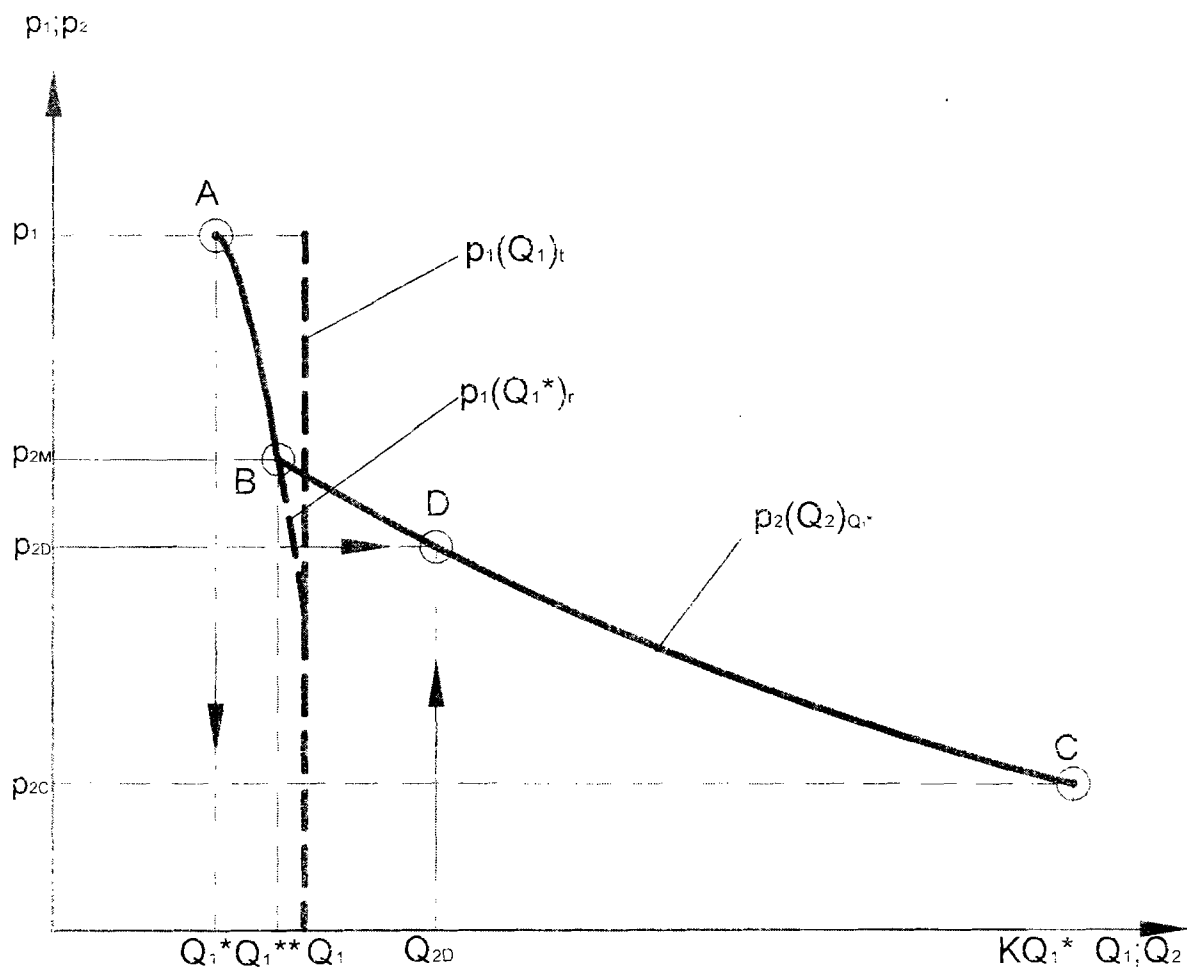


Figura 4